УДК 674.053:621.935:006.354

ОЦЕНКА НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ЛЕНТОЧНЫХ ПИЛ

А.А. Кондратюк*, В.К. Шилько**

*Томский политехнический университет. E-mail: publish@tpu.ru
**Томский государственный архитектурно-строительный университет
E-mail: docent46@yandex.ru

Произведена комплексная оценка в кинетостатике уровня действующих напряжений в ленточных пилах, возникающих на их различных участках при распиловке древесины. Рассмотрены условия возникновения напряжений от тягового усилия в передаче гибкой связью "шкив – ленточная пила" механизмов резания ленточнопильных станков, которые ранее не учитывались. Приведена методика их расчета. Получены аналитические зависимости для анализа уровня напряжений в ленточной пиле на различных участках нагружения, в том числе и от передачи тягового усилия.

Напряженное состояние ленточных пил оценивается довольно сложно, так как размеры их поперечного сечения (толщина и ширина) отличаются в несколько десятков раз, а на различных участках при работе ленточная пила испытывает разные виды нагружения. В работах [1, 2] и некоторых других авторов, напряжения в ленточной пиле при работе рассматриваются как сумма невзаимосвязанных напряжений, действующих по всей ее длине:

$$\sum \sigma = \sigma_{\text{н}} + \sigma_{\text{изг}} + \sigma_{\text{цс}} + \sigma_{\text{вал}} + \sigma_{\text{наг}} + \sigma_{\text{нак}} + \sigma_{\text{рез}} + \sigma_{\text{проч}}, \quad (1)$$

где $\sigma_{\text{н}}$, $\sigma_{\text{изг}}$, $\sigma_{\text{цс}}$, $\sigma_{\text{вал}}$, $\sigma_{\text{наг}}$, $\sigma_{\text{нак}}$, $\sigma_{\text{рез}}$, $\sigma_{\text{проч}}$ – напряжения от сил предварительного натяжения пилы T_0, изгиба на шкивах, от центробежных сил, степени вальцевания, нагрева, наклона шкивов, сил резания и прочие.

Прочность ленточной пилы должна превосходить суммарную величину действующих напряжений, которые по данным работ [1, 2] не должны превышать 400...500 МПа, при коэффициенте запаса прочности K=2. При этом за опасное сечение принимается место сращивания ленточной пилы (место электроконтактной сварки), где временное сопротивление на разрыв $\sigma_{\text{в}}$ не превосходит значений 900...1000 МПа, или нагруженный участок в зоне резания, где прочность ленточной пилы в зависимости от марки стали и способа термообработки составляет 1400...1600 МПа.

В настоящее время установлено, что для большинства случаев усталостная прочность термообработанных деталей из инструментальных нормализованных сталей с учетом незначительных концентраторов напряжений составляет 30...40 % от временного сопротивления на разрыв. То есть ленточная пила может испытывать циклические напряжения σ_{-1} с уровнем 420...640 МПа. Это не соответствует практическим данным [2, 3], поэтому рассмотрим каждую составляющую суммарного значения действующих напряжений выражения (1) отдельно, с учетом значений, полученных в работах [1, 2]. Результаты вычислений с расчетными функциями представлены в табл. Таким образом, суммируя данные напряжения при отношении толщины пилы s к диаметру шкивов станка D, s/D<0,001 получаем $\Sigma\sigma \approx$330...560 МПа, что несколько не соответствует современным данным об усталостной прочности материала пил. Кроме того, приведенные в табл. расчеты справедливы для станков тяжелого класса типа ЛБ-150, ЛБ-240 или ЛД-125. Для горизонтальных станков легкого класса, типа ЛГС-50, АМВ-169, Wood-Mizer LT-40 и др. суммарные напряжения получаются значительно меньше, однако пилы у них так же выходят из строя из-за обрывов. Как следует из табл., ленточная пила не догружается на 80...180 МПа. Здесь авторы [1, 2] относят действие остаточных напряжений на прочие напряжения $\sigma_{\text{проч}}$, под которыми они имеют ввиду напряжения от виброактивности пил, от перекоса шкивов станка, от трения полотна пилы о древесину и др. Однако при нормальной работе пил, т.е. при отсутствии трения ленточной пилы о древесину, отсутствии биений на шкивах, правильной регулировке шкивов и т.д., этих напряжений не должно возникать, и поэтому ими можно пренебречь. В противном случае любое из данных негативных воздействий на пилу может привести к ее обрыву.

Из характера действия сил и напряжений, в работах [1, 2] приходят к выводу, что главные напряжения будут возникать при изгибе ленточной пилы на шкивах. Хотя на разных участках ленточной пилы будут наблюдаться разные напряженные состояния: – линейное на холостой ветви пилы, – плоское при изгибе пилы на шкивах, и объемное – в зоне резания. Поэтому определять наиболее нагруженные места надо на отдельных участках пилы. Кроме того, выражение (1) не учитывает напряжения в ленточной пиле, возникающие при пуске $\sigma_{\text{пуск}}$, передаче тягового усилия $\sigma_{\text{тяг}}$, а также контактные напряжения $\sigma_{\text{нр}}$, возникающие при оттяжке пилы роликовыми направляющими.

В работе [2] считается наиболее нагруженным местом участок ленточной пилы при ее выходе из пропила. Однако в работе [4] развиваются идеи депланационной теории упругости, где наиболее нагруженным местом в передачах гибкой связью считается тот участок, на котором дуга относительного покоя переходит в дугу относительного скольжения, то есть при пуске станка на каждом шкиве будут возникать два пика напряжений в соответствии с возникновением двух дуг скольжения [4], а при установившемся движении – по одному всплеску напряжений на каждом шкиве. Необходимо знать примерный уровень данных напряжений, а также уровень кон-

Таблица. *Виды и уровни напряжений в ленточных пилах, возникающие при работе*

Вид нормальных напряжений	Расчетная функция	Обозначения	Численные значения, МПа, (%)
От силы предварительного натяжения, $\sigma_{н}$	$\sigma_{н} = \frac{T_0}{b \cdot s}$	T_0 – усилие предварительного натяжения, b, s – ширина и толщина пилы	50...80 (~15 %)
От изгиба ленточной пилы на шкивах, $\sigma_{изг}$	$\sigma_{изг} = E \cdot \frac{s}{D}$	E – модуль упругости, D – диаметр шкивов	150...220 (~40...45 %)
От центробежных сил $\sigma_{цс}$	$\sigma_{цс} = 0,01 \cdot \vartheta^2 \cdot \frac{\gamma}{q}$	ϑ – скорость резания, γ – плотность материала пилы, q – ускорение свободного падения	5...10 (~1,5...2 %)
От степени вальцевания, $\sigma_{вал}$	$\sigma_{вал} = \frac{\Delta L}{L} E$	ΔL – удлинение задней кромки пилы, L – длина пилы	50...70 (~12...15 %)
От нагрева, $\sigma_{наг}$	$\sigma_{наг} = E \cdot \alpha_{т} (t_n - t_c)$	$\alpha_{т}$ – коэффициент линейного расширения пилы, t_n – температура пилы, t_c – температура окружающей среды	20...50 (~6...9 %)
От наклона шкивов $\sigma_{нак}$	$\sigma_{нак} = E \cdot \varepsilon$	ε – относительное удлинение пилы от наклона шкивов	5...10 (~1,5...2 %)
От сил резания $\sigma_{рез}$	$\sigma_{рез} = \frac{P_к \cdot z}{b \cdot s}$	$P_к$ – касательная составляющая сил резания, z – число зубьев пилы, находящихся в пропиле	50...120 (~15...20 %)
Прочие $\sigma_{проч}$			остальное
Суммарные $\Sigma\sigma$			330...560

тактных напряжений при оттяжке ленточной пилы роликовыми направляющими. Для комплексной оценки напряженного состояния ленточных пил рассмотрим четыре случая возникновения в них напряжений, а именно: в статике при установке и натяжении ленточной пилы; в момент пуска ленточнопильного станка; при установившейся работе станка на холостом ходу; при работе ленточнопильного станка по распиловке древесины.

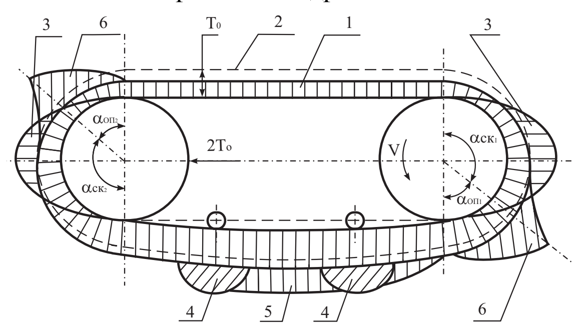


Рис. 1. *Схема напряженного состояния ленточной пилы в процессе работы. Напряжения: 1) в холостой ветви ленточной пилы; 2) в рабочей и холостой ветвях пилы в статике; 3) от изгиба ленточной пилы на шкивах; 4) от оттяжки пилы направляющими роликами; 5) от сил резания; 6) возникающие при передаче тягового усилия*

Обозначим постоянно действующие и не изменяющиеся во всех четырех оговоренных случаях напряжения в ленточной пиле как

$$\sigma_{уст} = \sigma_{н} + \sigma_{изг} + \sigma_{нр} + \sigma_{вал} + \sigma_{нак}.$$

Тогда нормальные напряжения будут принимать следующие значения:

– в статике, при установке и натяжении ленточной пилы

$$\sum \sigma_{ст} = \sigma_{уст}, \qquad (2)$$

– в момент пуска ленточнопильного станка

$$\sum \sigma_{пуск} = \sigma_{уст} + \sigma_{пуск}, \qquad (3)$$

– при установившемся движении станка на холостом ходу

$$\sum \sigma_{хх} = \sigma_{уст} + \sigma_{цс} + \sigma_{тяг}, \qquad (4)$$

– при работе станка в момент распиловки древесины

$$\sum \sigma_{раб} = \sigma_{уст} + \sigma_{рез} + \sigma_{цс} + \sigma_{тяг} + \sigma_{наг}, \qquad (5)$$

Из выражений (2–5) и эпюр напряжений, представленных на рис. 1, следует, что в формировании максимальных нормальных напряжений будут принимать участие далеко не все составляющие суммарных напряжений. При этом неопределенными являются напряжения от отжима пилы направляющими роликами $\sigma_{нр}$, напряжения, возникающие в ленточной пиле в момент пуска $\sigma_{пуск}$, напряжения в ленточной пиле от передачи тягового усилия $\sigma_{тяг}$.

Напряжения от отжима пилы направляющими роликами будут носить местный характер, рис. 2, и определяются с учетом положений контактной задачи теории упругости при взаимодействии цилиндра и плоскости

$$\sigma_{н.р.} = 0,418\sqrt{\frac{2Q \cdot E}{b \cdot d}} = 0,418\sqrt{\frac{2T_0 \cdot E \cdot y}{b \cdot d \cdot C}},$$

y – величина отжима пилы, мм; C – расстояние от оси ролика до оси шкива, мм; d – диаметр роликовых направляющих, мм; Q – сила давления ролика на ленточную пилу. $Q = T_0 \cdot sin\frac{y}{C} \approx T_0 \cdot \frac{y}{C}$.

Уровень контактных напряжений, возникающих в ленточной пиле, может достигать значений, сопос-

тавимых с уровнем напряжений от предварительного натяжения ленточной пилы. Зависимость данных напряжений от усилия предварительного натяжения для разных диаметров направляющих роликов d и величин отжима y представлены на графиках рис. 3. Контактные напряжения были определены для следующих условий: ширина пилы b=25 мм, толщина s=1 мм, величина отжима направляющих роликов y=2; 6: 10 мм, усилие предварительного натяжения T_0 = 1000; 1500; и 2000 Н, (или $\sigma_н$=40; 60; и 80 МПа); диаметр направляющих роликов d = 50; 70; и 90 мм; расстояние от оси направляющего ролика до оси шкива ленточнопильного станка C = 300 мм.

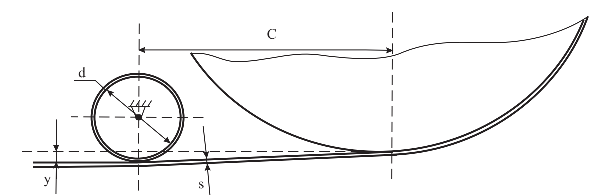


Рис. 2. *Схема отжима ленточной пилы роликовыми направляющими*

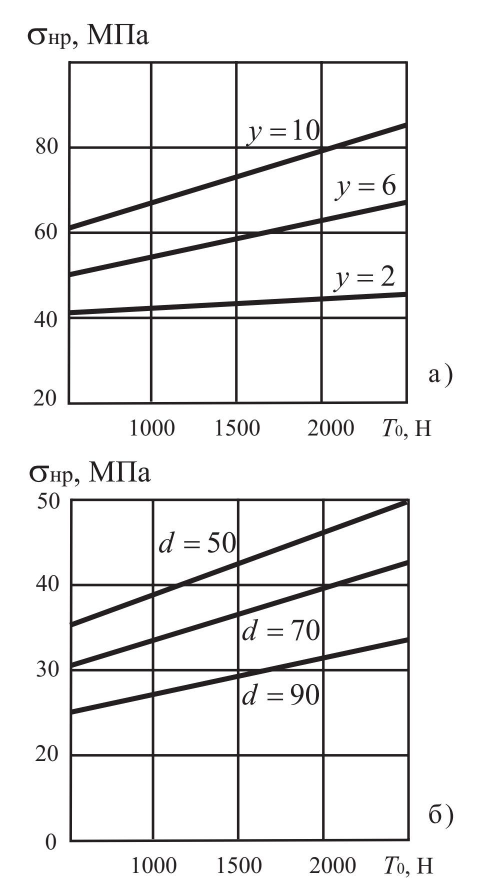


Рис. 3. *Контактные нормальные напряжения в ленточных пилах при варьировании: а) величиной отжима и б) диаметрами направляющих роликов*

Из графиков (рис. 3) видно, что данные напряжения сопоставимы с напряжениями от усилия предварительного натяжения, но их действие распространяется только на ограниченных участках ленточной пилы возле размещения направляющих роликов.

Более значительные трудности возникают при определении напряжений в ленточной пиле в момент пуска и при передаче тягового усилия. При этом для определения пусковых напряжений можно лишь руководствоваться гипотезой, что они действуют на границах дуг относительного скольжения и покоя [4], и их уровень взаимосвязан с пусковой (пиковой) мощностью электродвигателя привода. Об уровне данных напряжений можно судить, исходя из уровня и характера напряжений, возникающих при передаче тягового усилия ленточной пилой. В отличие от, например, плоскоременных передач, в передаче гибкой связью "шкив - ленточная пила" между поверхностями трения появляется ярко выраженная пылеопилочная прослойка, исполняющая роль "третьего тела", которое имеет место в передачах трением [5].

В работе [5] сформулированы основные особенности сухого трения и введено понятие о "третьем теле", формирующемся между трущимися телами. В нашем случае роль "третьего тела" выполняет пылеопилочная прослойка, налипающая на шкивы и ленточную пилу в процессе резания. "Третье тело" наделяется упруго-вязкими свойствами, которые в первую очередь, зависят от состояния поверхностей, давления, скорости приложения нагрузки.

В работе [6] развивается "мостиковая" теория внешнего трения, согласно которой между трущимися поверхностями возникают зоны сварки с малыми относительными смещениями и зоны проскальзывания со значительными относительными смещениями. Разрушение мостиков сварки протекает не одновременно по всей поверхности трения, а обусловлено бегущей волной деформации, последовательно разрушающей мостики сварки. Такое движение можно представить как движение зоны проскальзывания вдоль поверхности трения, что напоминает движение трансляционных дефектов в деформируемом твердом теле [7].

Суммируя вышеизложенное, можно сделать предположение, что явления, происходящие на поверхности трения можно описать, используя модель деформируемого твердого тела с дефектами, выступающими в роли "третьего тела", формирующемся в зоне трения. Это "тело" характеризуется некоторыми постоянными, которые в нашем случае принимаются как известные заранее или которые можно оценить из экспериментальных данных. Явления в зоне трения определяются свойствами и деформационным поведением "третьего тела" при разных видах нагружения.

Для описания деформационного поведения "третьего тела" воспользуемся системой уравнений, описывающих динамику дефектов в деформируемом твердом теле. В общем случае решение данной системы уравнений является сложной задачей, поэтому сделаем упрощающие предположения, позволяющие получить аналитические решения, из которых можно сделать некоторые заключения о поведении трущихся тел и оценить вводимые постоянные.

Положим, что плотность "третьего тела" не изменяется со временем, а отличными от нуля являются только четыре компоненты скоростей пластической деформации (e_1, e_2, e_{12}, e_{21}), действующие в плоскости приложения сил. Эти компоненты зависят только от времени и не зависят от координат, то есть "третье тело" деформируется однородно. При этих предположениях получим систему из четырех дифференциальных уравнений:

$$B\frac{\partial e_1}{\partial t}-\frac{B}{2}(e_1^2+e_{12}^2-e_{21}^2-e_2^2)+\eta\cdot e_1-\sigma_1=0; \qquad (6)$$

$$B\frac{\partial e_2}{\partial t}-\frac{B}{2}(e_2^2+e_{21}^2-e_1^2-e_{12}^2)+\eta\cdot e_2-\sigma_2=0; \qquad (7)$$

$$B\frac{\partial e_{12}}{\partial t}-\frac{B}{2}(e_1\cdot e_{21}+e_2\cdot e_{12})+\eta\cdot e_{12}-\tau_{12}=0; \qquad (8)$$

$$B\frac{\partial e_{21}}{\partial t}-\frac{B}{2}(e_1\cdot e_{21}+e_2\cdot e_{12})+\eta\cdot e_{21}-\tau_{21}=0, \qquad (9)$$

где B и η – константы "третьего тела", причем η имеет смысл коэффициента вязкости, а B – характеризует его плотность; σ_1, σ_2, e_1, e_2 – нормальные компоненты напряжений и скоростей деформации "третьего тела", а остальные касательные. При этом σ_1, σ_2 характеризуют нормальные напряжения в ленточной пиле и шкивах станка при передаче тягового усилия. Компоненты тензора напряжений считаются заданными и характеризуют нагружение трущихся тел. Из системы (6–9) получаем два подобных уравнения.

$$B\frac{d}{dt}(e_1+e_2)+\eta(e_1+e_2)=\sigma_1+\sigma_2;$$

$$B\frac{d}{dt}(e_{12}-e_{21})+\eta(e_{12}-e_{21})=\tau_{12}-\tau_{21}.$$

Решение этих уравнений при нулевых начальных условиях имеет вид:

$$e_1+e_2=\frac{\sigma_1+\sigma_2}{\eta}\left(\eta-e^{-\frac{\eta}{B}t}\right); \qquad (10)$$

$$e_{12}+e_{21}=\frac{\tau_{12}-\tau_{21}}{\eta}\left(\eta-e^{-\frac{\eta}{B}t}\right). \qquad (11)$$

Задавая в уравнениях (10, 11) постоянные компоненты, можно определять нормальные и касательные напряжения, возникающие в "третьем теле" и, соответственно, передающиеся от шкивов к ленточной пиле. На основании вышесказанного видно, что на ленточную пилу передаются напряжения, формирующиеся в "третьем теле" в момент передачи главного рабочего движения, а также имеет место проскальзывание ленточной пилы относительно шкивов. Поскольку анализ касательных напряжений нами проводился ранее [8], интерес представляет определение уровня нормальных напряжений. Решение уравнения (10) относительно нормальных напряжений можно свести к тому, что $e_1=k_1V$; $e_2=k_2V$; а $\sigma_{тяг}=\sigma_1+\sigma_2$, где k_1 и k_2 – коэффициенты, устанавливающие связь между скоростями пластической деформации в плоскости приложения сил, и скоростью резания V.

В упрощенном виде нормальные напряжения в ленточной пиле от передачи тягового усилия с учетом выражений (6, 7) и (10) составят

$$\sigma_{тяг.}=\frac{W}{b\cdot s}=\frac{2T_0(e^{\mu\alpha}-1)}{b\cdot s(e^{\mu\alpha}+1)}=2\sigma_н\cdot\varphi, \qquad (12)$$

где μ – коэффициент сцепления шкива с ленточной пилой, α – полная величина охвата шкива ленточной пилой, $W=T_p-T_x$ – тяговое усилие, передаваемое ленточной пилой, T_p и T_x – усилия натяжения в рабочей и холостой ветвях ленточной пилы.

Как видно из выражения (12), напряжения, возникающие в ленточной пиле при передаче тягового усилия, прямо пропорциональны уровню напряжений $\sigma_н$ и коэффициенту тягового усилия $\varphi\approx0{,}3...0{,}5$. Это согласуется с данными работы [9], полученными для плоскоременных передач. Для условий, оговоренных ранее, при $\mu\approx0{,}15$, (сталь по стали) и $\alpha=\pi$ получаем $\sigma_{тяг}\approx30...80$ МПа. Это означает невысокий уровень напряжений, сопоставимый с напряжениями от усилия предварительного натяжения. Однако при пуске станка с учетом предположений, что данные напряжения могут мгновенно достигать значений в 3...4 раза больших, чем при установившемся движении, их уровень становится близким к критическому.

Таким образом, если в выражение (1) добавить напряжения от отжима направляющих роликов и напряжения, возникающие при передаче тягового усилия, то никакая пила не сможет выдержать такой уровень нагружения. Поэтому речь необходимо вести о максимальных напряжениях, действующих только на определенных участках ленточной пилы и составляющих в соответствии с ГОСТ 25.507-85 [10] и схемой (рис. 1) блок нагружения по всей длине ленточной пилы. Предельные значения напряжений будут достигать максимума при пуске станка и совершении работы резания. Они определятся как:

– в момент пуска ленточнопильного станка

$$\sigma_{max\,пуск}=\sigma_{уст}+\sigma_{пуск}, \qquad (13)$$

– при работе станка в момент распиловки древесины

$$\sigma_{max\,раб}=\sigma_{уст}+\sigma_{цс}+\sigma_{тяг}+\sigma_{рез}+\sigma_{наг}. \qquad (14)$$

Используя расчетные данные таблицы, с учетом выражений (12–14) получаем максимальные значения нормальных напряжений $\sigma_{max\,пуск}$=250...550 МПа и $\sigma_{max\,раб}$=200...400 МПа. Это лежит в пределах, близких к критическому уровню циклических напряжений материала ленточных пил, особенно в момент пуска ленточнопильного станка. Однако максимальные рабочие напряжения находятся ниже критического уровня и могут обеспечить циклическую долговечность ленточных пил. Наиболее нагруженным участком в ленточной пиле будет участок на рабочей ветви от зоны резания (между направляющими устройствами) до нижней части шкива ленточнопильного станка, что согласуется с практическими данными работы [2].

Выводы

1. Несмотря на наличие большого числа факторов, определяющих в ленточной пиле действие касательных и нормальных напряжений, последние нельзя просто суммировать при оценке напряженного состояния ленточных пил. Необходимо производить учет их по участкам пилы, иначе получается завышенная оценка уровня действующих напряжений.
2. На наиболее нагруженные участки ленточной пилы оказывают влияние не все действующие напряжения, а лишь те, которые возникают при пуске станка для передачи тягового усилия, и суммарные напряжения при работе.
3. Изложенные методы расчета позволяют определить уровень напряжений в ленточной пиле на всех ее участках и составить блок нагружения за цикл работы в соответствии с ГОСТ 25.507-85.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Грубе А.Э. Станки и инструменты по деревообработке. — М.-Л.: Гослесбумиздат, 1949. — 703 с.
2. Феоктистов А.Е. Ленточнопильные станки. — М.: Лесная промышленность, 1976. — 152 с.
3. Шилько В.К. Определение ресурса работы ленточных пил по несущей способности при распиловке древесины // Вестник Томского государственного архитектурно-строительного университета. — 1999. — № 1. — С. 176—182.
4. Андреев А.В. Передача трением. — М.: Машиностроение, 1978. — 176 с.
5. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ. — М.: Машиностроение, 1977. — 526 с.
6. Bowden F.P., Tabor D. The Friction and Lubrication of Solids. — Oxford at the Clarendon Press, 1964. — P. 544.
7. Гриняев Ю.В., Чертова Н.В. Полевая теория дефектов. Часть 1 // Физическая мезомеханика. — 2000. — Т. 3. — № 5. — С. 19—32.
8. Кондратюк А.А., Шилько В.К. Особенности формирования касательных напряжений при передаче рабочего движения в механизмах резания ленточнопильных станков // Известия Томского политехнического университета. — 2004. — Т. 307. — № 1. — С. 134—136.
9. Светлицкий В.А. Передачи с гибкой связью. — М.: Машиностроение, 1967. — 153 с.
10. ГОСТ 25.507-85. Расчеты и испытания на прочность в машиностроении. Методы испытаний на усталость при эксплуатационных режимах нагружения. — М.: Издательство стандартов, 1985. — 31 с.

УДК 621.3